

DOI: 10.12737/article\_5bd95a7b37fd98.85598287

<sup>1</sup>Логачев И.Н., <sup>1,\*</sup>Семикопенко И.А., <sup>1</sup>Смирнов Д.В., <sup>1</sup>Беляев Д.А., <sup>1</sup>Ханин С.И.<sup>1</sup>Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46

\*E-mail: semikopenko.ia@bstu.ru

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПАТРУБКА РЕЦИКЛА ВОЗДУХА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЕЗИНТЕГРАТОРА**

**Аннотация.** В настоящее время дезинтеграторы являются одним из видов оборудования, применяемого при помол, смешении и активации ряда материалов. В данной статье предложено описание конструкции дезинтегратора с патрубком рецикла материала, обеспечивающим необходимую тонкость продукта помола. Патрубок рецикла содержит отводной канал для отделения тонкого продукта, расположенный в верхней части конструкции. Высокая частота вращения роторов дезинтегратора обеспечивает измельчение материала в рабочей камере и получение высокой скорости рециркулируемого двухкомпонентного потока «воздух – частицы материала». Данный процесс требует дополнительных затрат мощности электродвигателей на преодоление аэродинамического сопротивления конструктивных элементов патрубка рецикла. Используя фундаментальные труды профессора И.Е. Идельчика, в статье получено аналитическое выражение, позволяющее определить суммарный напор, создаваемый дезинтегратором, через сумму потерь во всех ранее рассмотренных элементах патрубка рецикла, учитывая его аэродинамическое сопротивление. Представлена расчетная схема для определения аэродинамического сопротивления в патрубке рецикла дезинтегратора. При проведении экспериментов определялись потери давления, учитывая коэффициенты местного сопротивления. В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что суммарный напор зависит от конструктивных и технологических параметров патрубка рецикла дезинтегратора. Результаты подстановки численных значений данных параметров показывают, что основные потери давления приходится на преодоление сопротивления поворотной заслонки. При площади поперечного (в проекции на вертикальную плоскость) сечения сегмента с высотой  $h = 8$  мм, через которую проходит реверсируемый поток воздуха, данные потери составляют 84,5%, при этом потери давления на сопротивление кольцевой трубы составляют 14,1 %.

**Ключевые слова:** дезинтегратор, сопротивление, патрубок, материал.

Экспериментальная установка дезинтегратора для обеспечения необходимой тонкости помола оснащена патрубком рецикла материала (обеспечивающего его многократное пребывание в камере помола), представляющей собой цилиндрический корпус с двумя патрубками: на входе (загрузочный) и на выходе (разгрузочный). Значительная скорость вращения роторов (более 3000 мин<sup>-1</sup>) обеспечивает не только тонкое измельчение, но и вызывает высокие скорости рециркулируемого двухкомпонентного потока «воздух-частица материала», что требует большой мощности используемых электродвигателей на преодоление аэродинамического сопротивления элементов патрубка рецикла (рис. 1).

Оценим величину сопротивления патрубка рецикла с помощью расчетов, используя фундаментальную работу профессора Идельчика И.Е. [1].

Определим потери давления при плавном повороте воздуха в резиновом рукаве 1. Коэффициент сопротивления рукава:

$$\zeta_p = \zeta_{mp.p.} + \zeta_{m.p.}, \quad (1)$$

где  $\zeta_{mp.p.}$  – сопротивление на трение в рукаве;

$\zeta_{m.p.}$  – местное сопротивление на поворот потока.

Сопротивление на трение в рукаве (1):

$$\zeta_{mp.p.} = \lambda_p \frac{l_p}{d_0}, \quad (2)$$

где  $\lambda_p$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  $l_p$  – длина рукава;  $d_0$  – диаметр переходника (конфузора).

Учитывая значительные величины скорости воздуха в резиновом рукаве ( $u_0 = 15 \div 19,4$  м/с) и большое число Рейнольдса, которое составляет (при  $d_0 = 0,05$  м и  $\nu = 15 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с при  $t_0 = 20$  °С):

$$Re = \frac{u_0 \cdot d_0}{\nu} = \frac{15 \cdot 0,05}{15 \cdot 10^{-6}} \div \frac{19,4 \cdot 0,05}{15 \cdot 10^{-6}} = 50000 \div 64700,$$

коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda_p$  уменьшается [1, 2]:

$$\lambda_p = \frac{A}{Re^{0,265}} = \frac{0,45}{(5 \cdot 10^4)^{0,265}} \div \frac{0,45}{(6,47 \cdot 10^4)^{0,265}} = 0,0256 \div 0,0239.$$

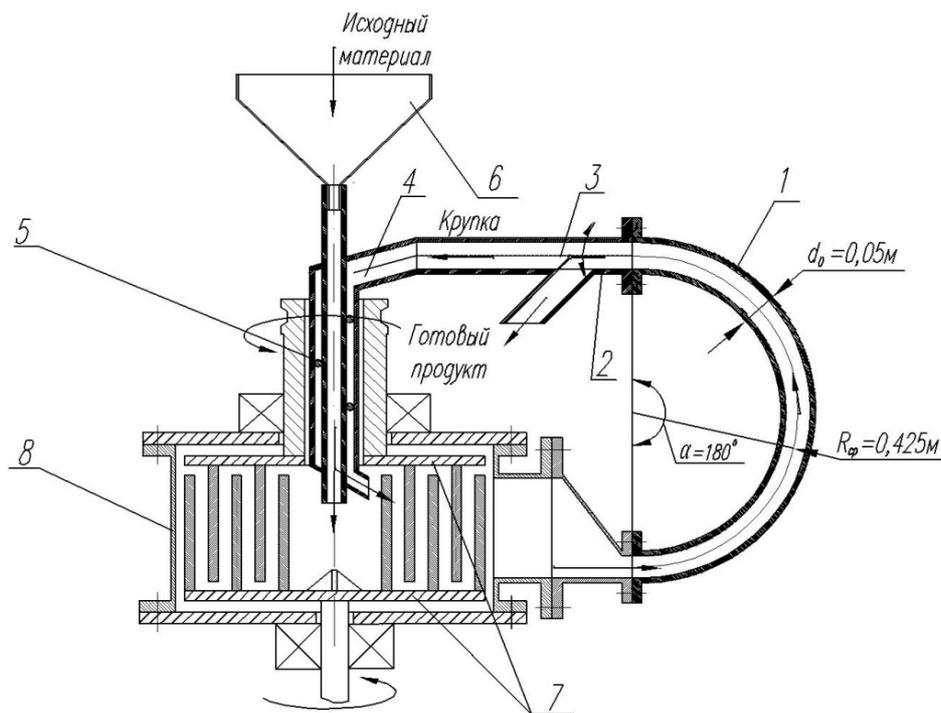


Рис. 1. Расчетная схема для определения аэродинамического сопротивления в патрубке рецикла дезинтегратора:

- 1 – рукав из гладкой резины при  $d_0 = 0,05$  м,  $\alpha = 180^\circ$ ;  $R_{cp} = 0,425$  м; 2 – стальной тройник;
- 3 – поворотная заслонка; 4 – переходник (конфузор) с  $d_0 = 0,05$  м на квадратное сечение  $0,03 \times 0,03$  м;
- 5 – кольцевая труба с наружным диаметром  $d_n = 0,045$  м и внутренним  $d_v = 0,029$  м;
- 6 – загрузочный патрубок с внутренним диаметром  $d_n = 0,025$  м и толщиной стенок  $0,002$  м;
- 7 – роторы камеры помола; 8 – корпус

Местное сопротивление определяется по формуле [1, 3, 4]:

$$\zeta_{м.р} = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1, \quad (3)$$

где  $A_1$  – коэффициент, учитывающий угол изогнутости патрубка, определяемый по формулам [4], при  $\alpha > 100^\circ$ :

$$A_1 = 0,7 + 0,35 \cdot \frac{\alpha}{90^\circ}, \quad (4)$$

$B_1$  – коэффициент, учитывающий влияние относительного радиуса кривизны патрубка, где  $\alpha > 100^\circ$ , определяется по формуле [1]:

$$B_1 = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R_{cp}}{d_0}}}, \quad (5)$$

$C_1$  – коэффициент, учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения патрубка  $\frac{a_0}{b_0}$ , в нашем случае для круглого сечения  $C_1 = 1$ .

Потери давления на первом участке патрубка рецикла определяются по формуле:

$$\Delta P_1 = \zeta_p \frac{u_0^2}{2} \rho, \quad (6)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха,  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

Определим потери давления на втором участке патрубка рецикла (тройник с поворотной заслонкой). Скорость в нижнем отводе тройника  $u_0 \approx 0$ , и сопротивление на трение ствола тройника пренебрежимо мало в силу малой его длины. Наибольшая скорость воздуха в зазоре между поворотной заслонкой и стенкой ствола тройника:

$$u_3 = u_0 \cdot \frac{S_0}{S_3} = \frac{Q_0}{S_3}, \quad (7)$$

где  $S_0$  – площадь поперечного сечения ствола тройника ( $d_0 = 0,05$  м);  $S_3$  – площадь поперечного (в проекции на вертикальную плоскость) сечения сегмента с высотой  $h = 8$  мм, через которую проходит реверсируемый поток воздуха с расходом  $Q_0$ , (предполагая, что скорость воздуха в нижнем отводе тройника пренебрежимо мала), м<sup>2</sup>.

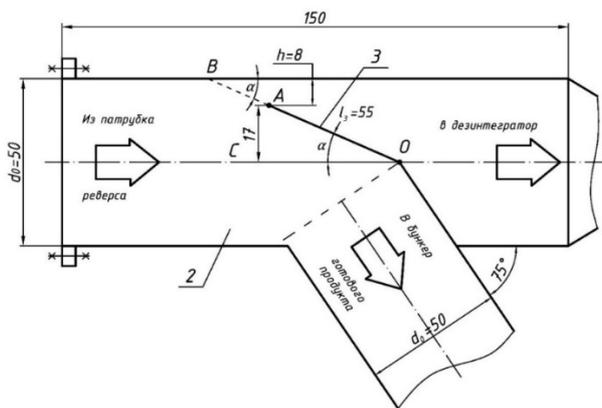


Рис. 2. Схема тройника 2 с поворотной заслонкой (рассекателем) 3

Коэффициент местного сопротивления поворотной заслонки, отнесенный к скоростному давлению в патрубке рецикла диаметром  $d_0 = 0,05$  м, определяется по формуле [5]:

$$\zeta_3 = \Delta P_3 / \rho \cdot \frac{u_3^2}{2}, \quad (8)$$

где  $\Delta P_3$  – потери давления на поворотной заслонке, определяемые по формуле:

$$\Delta P_3 = \zeta_3 \frac{u_0^2}{2} \rho. \quad (9)$$

Определим потери давления в переходнике 4. Для инженерных расчетов общий коэффициент сопротивления переходников представляется

$$\zeta_{м.к.} = \frac{\Delta p}{\frac{\rho u_k^2}{2}} = (-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + 0,00444n_0 - 0,00745) \cdot (\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p), \quad (11)$$

где  $\alpha_p = 0,01745\alpha$  рад (где  $\alpha$  измеряется в градусах);  $n_0 = \frac{F_k}{S_0}$ , ( $F_k$  – площадь квадратного отверстия переходника 4).

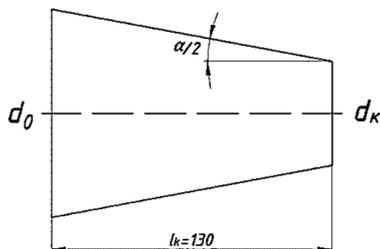


Рис. 3. Расчетная схема переходника (конфузора) между патрубком рецикла и кольцевой трубой

Коэффициент сопротивления на трение рекомендуется определять по формуле для труб (при  $\alpha < 10^0$ ):

в виде суммы коэффициентов местных сопротивлений ( $\zeta_{м.к.}$ ) и коэффициента сопротивления трения ( $\zeta_{тр.к.}$ ):

$$\zeta_k = \frac{\Delta p_k}{\frac{\rho u_k^2}{2}} = \zeta_{м.к.} + \zeta_{тр.к.}, \quad (10)$$

где  $\Delta p_k$  – потери давления;  $u_k$  – скорость воздуха в переходнике 4.

Величина коэффициента местного сопротивления при турбулентном течении определяется по формуле [6, 1]:

$$\zeta_{тр.к.} = \lambda_m \frac{l_k}{d_k}, \quad (12)$$

где  $l_k$  – длина переходника (конфузора 4);  $d_k$  – меньший диаметр переходника;  $\lambda_m$  определяется по формуле [1, 7]:

$$\text{при } Re = 6,5 \cdot 10^4 \text{ и } \bar{\Delta} \approx \frac{0,12}{d_k} = \frac{0,12}{30} = 0,004;$$

$$\lambda_\tau = 0,11 \left( \bar{\Delta} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left( 0,004 + \frac{68}{65 \cdot 10^3} \right)^{0,25} = 0,0293. \quad (13)$$

Потери давления в переходнике 4 определяются по следующей формуле:

$$\Delta P_{\kappa} = \zeta_{\kappa} \frac{u_{\kappa}^2}{2} \rho. \quad (14)$$

Максимальные потери давления реализуются при выходе воздуха из переходника в открытое пространство (в этом случае  $\zeta = 1,0$ ).

$$\Delta P_e^{\max} = 1 \cdot \left( \frac{Q_0}{F_k} \right)^2 \frac{\rho}{2}. \quad (15)$$

Определим потери давления в кольцевой трубе (позиция 5 рисунка 1) со спиральными ребрами.

Величина коэффициента сопротивления трубы кольцевого поперечного сечения определяется [8, 9, 1] по формулам:

$$\zeta_{\kappa.m.} = k_n \lambda \frac{H_c}{D_0}; \quad (16)$$

где  $H_c$  – высота спирали;  $H_c = 2T$ .  $D_0$  – внутренний диаметр кольцевой трубы;  $T$  – шаг витка спирали;  $\lambda$  определяется по формуле (13);  $k_n$  – коэффициент, определяемый по формуле:

$$k_n = \left( 1 + \frac{20}{\left( \frac{T}{D_0} \right)^2} \right) \cdot k'_{кол} = \left( 1 + \frac{20}{\left( \frac{140}{45} \right)^2} \right) = 3,066 \cdot k'_{кол}. \quad (17)$$

Коэффициент  $k'_{кол}$  определяется по графику (а) [1].

Гидравлический диаметр определяем из рис. 4:

$$D_z = D_0 \frac{\left( 1 - \frac{d_e}{D_0} \right) \left[ 2 \cdot \frac{T}{\pi d_e} \cdot \frac{d_e}{D_0} \cdot \frac{A-B}{1 - \frac{d_e}{D_0}} - \frac{6\epsilon}{\pi D_0} \right]}{\frac{T}{\pi d_e} \cdot \frac{d_e}{D_0} \left( \frac{1}{A} + \frac{1}{B} \right) + \frac{3}{\pi} \left( 1 - \frac{d_e}{D_0} \right) - \frac{6\epsilon}{\pi D_0}}; \quad (18)$$

$$A = \sqrt{1 + \left( \frac{T}{\pi d_e} \cdot \frac{d_e}{D_0} \right)^2}; B = \frac{d_e}{D_0} \sqrt{1 + \left( \frac{T}{\pi d_e} \right)^2} \quad (19)$$

Определим скорость  $W_0$  в поперечном сечении спирального канала кольцевой трубы. Для этого определим расстояние между ребрами  $h_0$  (см. развертку спирального канала на рис. 4).

$$h_0 = \sqrt{m \cdot n}, \quad (20)$$

При зазоре между цилиндрическими поверхностями  $\delta_p$ , площадь поперечного сечения для

$$\sum P = \sum_{i=1} \Delta P_0 = \zeta_p \cdot \left( \frac{Q_0}{S_0} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} + \zeta_3 \cdot \left( \frac{Q_0}{S_0} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} + \zeta_k \cdot \left( \frac{Q_0}{F_k} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} + (\zeta_{\kappa.m.} + \zeta_{вых.д}) \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho. \quad (27)$$

спирального потока воздуха определяется следующим образом:

$$S_{0.k.k} = \delta_p \cdot h_0. \quad (21)$$

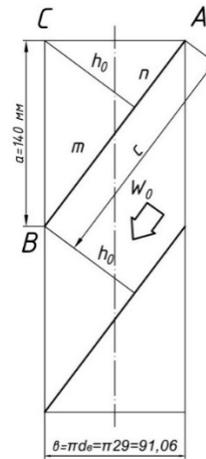


Рис. 4. Развертка спирального канала

Гидравлический диаметр винтового канала определяется как:

$$D_{z.в.} = \frac{4 \cdot S_{0.k.k.}}{2 \cdot (\delta_0 + h_0)}. \quad (22)$$

Тогда средняя скорость:

$$W_0 = \frac{Q_0}{S_{0.k.k.}}. \quad (23)$$

Потери давления в кольцевой трубе со спиральными ребрами:

$$\Delta P_{\kappa.m.} = \zeta_{\kappa.m.} \cdot \left( \frac{Q_0}{S_0} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2}. \quad (24)$$

Потери давления на выходе из кольцевой трубы в приемную камеру дезинтегратора при  $W_0 = 48,2$  м/с и коэффициент сопротивления  $\zeta_{вых.д} \approx 1$  составляют:

$$\Delta P_{в.д.} = \zeta_{вых.д} \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho. \quad (25)$$

Суммарные потери кольцевого канала:

$$\Delta P_{\kappa.к.} = \Delta P_{\kappa.m.} + \Delta P_{в.д.} = (\zeta_{\kappa.m.} + \zeta_{вых.д}) \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho. \quad (26)$$

Тогда суммарный напор, создаваемый дезинтегратором-нагнетателем, через сумму потерь во всех ранее рассмотренных элементах патрубка рецикла, равен:

Подстановка численных значений геометрических и технологических параметров, а также коэффициентов местного сопротивления на всех участках патрубка рецикла показывает, что основные потери давления приходится на преодоление сопротивления поворотной заслонки. При  $h = 8$  мм данные потери составляют 84,5 %, при этом потери давления на сопротивление кольцевой трубы составляют 14,1 %. Таким образом, из выражения (27) можно заключить, что суммарный напор зависит от конструктивных и технологических параметров патрубка рецикла дезинтегратора.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., «Машиностроение», 1975. 559 с.
- Тольцман В.Ф., Шевелев Ф.А. Гидравлическое сопротивление резиновых рукавов. В кн.: Исследование по гидравлике. 1952. 190 с.
- Абрамович Г.Н. Аэродинамика местных сопротивлений // Сб. Промышленная аэродинамика. Труды ЦАГИ, вып. 211. 1935. С. 65–150.
- Некрасов Б.Б. Гидравлика. ВВА, 1954, 290 с.
- Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). Госэнергоиздат, 1954, 356 с.
- Levin I., Clermont F., Etude des pertes de charge singulieres dans les convergents, "Le Genie Civil" 1970. Vol. 147. No. 10. Pp. 11–20.
- Альтшуль А.Д., Калицун В.М. О коэффициенте сопротивления конфузоров // Известия ВУЗов. Энергетика. 1960. №7. С. 130–136.
- Золотов С.С. Гидравлическое сопротивление каналов кольцевого сечения. Труды Ленинградского кораблестроительного института, вып. 74. 1971. С. 41–49.
- Субботин В.И., Ушаков П.А., Шейнина А.В. Гидравлическое сопротивление узких кольцевых каналов со спиральными ребрами. "Атомная энергия", 1966. Т. 25. №1. С. 13–16.

#### Информация об авторах

**Логачев Иван Николаевич**, доктор технических наук, профессор кафедры теплогазоснабжения и вентиляции. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Семикопенко Игорь Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры механического оборудования. E-mail: semikopenko.i@yandex.ru; e-mail: semikopenko.ia@bstu.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Смирнов Дмитрий Владимирович**, аспирант кафедры механического оборудования. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Беляев Денис Александрович**, аспирант кафедры механического оборудования. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Ханин Сергей Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры механического оборудования. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила в июле 2018 г.

© Логачев И.Н., Семикопенко И.А., Смирнов Д.В., Беляев Д.А., Ханин С.И., 2018

<sup>1</sup>Logachev I.N., <sup>1,\*</sup>Semikopenko I.A., <sup>1</sup>Smirnov D.V., <sup>1</sup>Belyaev D.A., <sup>1</sup>Hanin S.I.

<sup>1</sup>Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46

\*E-mail: semikopenko.ia@bstu.ru

### DETERMINATION OF THE AERODYNAMIC RESISTANCE OF THE AIR RECOVERY PIPE OF THE DEZINTEGRATOR EXPERIMENTAL UNIT

**Abstract.** Currently, disintegrators are used for milling, mixing and activating a spectrum of materials. The article allows to determine the total head created by the disintegrator through the sum of losses in all previously considered elements of the recycle branch pipe, in terms of aerodynamic resistance. The design scheme is presented for determining an aerodynamic resistance in the disintegrator recycling branch pipe. During the experiments, the loss of pressure is determined, taking into account the coefficients of local re-

sistance. In result of conducted studies, it is concluded the total head depends on the structural and technological parameters of the disintegrator recycling branch pipe. The numerical values of given parameters show that the main pressure losses occur due to overcoming the resistance of rotary damper.

**Keywords:** disintegrator, resistance, branch pipe, material, air.

#### REFERENCE

1. Idelchik I.E. Reference book on hydraulic resistance. M., "Mechanical Engineering", 1975, 559 p.
2. Toltzman V.F., Shevelev F.A. Hydraulic resistance of rubber hoses. In: Research on hydraulics. 1952, 190 pp.
3. Abramovich G.N. Aerodynamics of local resistances. Sat. Industrial aerodynamics. Proceedings of TsAGI, no. 211, 1935, pp. 65–150.
4. Nekrasov B.B. Hydraulics. VVA, 1954, 290 p.
5. Idelchik I.E. Hydraulic resistance (physical and mechanical basis). State Power Engineering Publishing House, 1954, 356 p.
6. Levin I., Clermont F., Etude des pertes de charge singulieres dans les convergents, "Le Genie Civil", 1970, vol. 147, no. 10, pp. 11–20.
7. Altshul A.D., Kalitsun V.M. On the resistance coefficient of confusers. Proceedings of universities. Power Engineering, 1960, no. 7, pp. 130–136.
8. Zolotov S.S. Hydraulic resistance of channels of annular cross-section. Proceedings of the Leningrad Shipbuilding Institute, 1971, no. 74, pp. 41–49.
9. Subbotin V.I., Ushakov P.A., Sheinina A.V. Hydraulic resistance of narrow annular channels with spiral ribs. "Atomic energy", 1966, vol. 25, no. 1, pp. 13-16.

#### Information about the author

**Logachev, Ivan N.** DSc, Professor. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Semikopenko, Igor A.** PhD, Assistant professor. E-mail: semikopenko.i@yandex.ru; e-mail: semikopenko.ia@bstu.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Smirnov, Dmitriy V.** Research assistant. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Belyaev, Denis A.** Research assistant. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Hanin, Sergey I.** DSc, Professor. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

---

*Received in July 2018*

#### Для цитирования:

Логачев И.Н., Семикопенко И.А., Смирнов Д.В., Беляев Д.А., Ханин С.И. Определение аэродинамического сопротивления патрубка рецикла воздуха экспериментальной установки дезинтегратора // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2018. №10. С. 132–137. DOI: 10.12737/article\_5bd95a7b37fd98.85598287

#### For citation:

Logachev I.N., Semikopenko I.A., Smirnov D.V., Belyaev D.A., Hanin S.I. Determination of the aerodynamic resistance of the air recovery pipe of the dezintegrator experimental unit. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov, 2018, no. 10, pp. 132–137. DOI: 10.12737/article\_5bd95a7b37fd98.85598287